

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日

Date of Application: 2002年 9月13日

出願番号

Application Number: 特願2002-268794

[ST.10/C]:

[JP2002-268794]

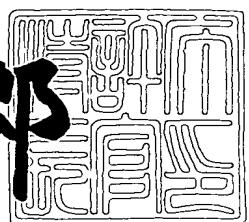
出願人

Applicant(s): 日産自動車株式会社

2003年 5月 9日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3034089

【書類名】 特許願
【整理番号】 NM02-00636
【提出日】 平成14年 9月13日
【あて先】 特許庁長官 太田 信一郎 殿
【国際特許分類】 B60L 7/24
【発明者】
【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
【氏名】 中村 英夫
【発明者】
【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
【氏名】 田添 和彦
【発明者】
【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
【氏名】 芦沢 裕之
【特許出願人】
【識別番号】 000003997
【氏名又は名称】 日産自動車株式会社
【代理人】
【識別番号】 100072051
【弁理士】
【氏名又は名称】 杉村 興作
【選任した代理人】
【識別番号】 100059258
【弁理士】
【氏名又は名称】 杉村 曜秀

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 074997

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9706785

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 複合ブレーキの協調制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】 第一の制動力指令値に応じた制動力を発生する第一の制動手段と

第二の制動力指令値に応じた制動力を発生するが、第一の制動手段よりも制御応答性の劣る第二の制動手段と、

車両運転状態に応じて総制動力指令値を決定する総制動力演算手段と、

該手段により決定した総制動力指令値を前記第一の制動力指令値および第二の制動力指令値に振り分ける制動力指令値配分手段とを具えた複合ブレーキの協調制御装置において、

前記第二の制動手段が発生する実制動力を推定する実制動力推定手段と、

前記第二の制動力指令値に対する第二の制動手段での実制動力の遅れを考慮した制動力規範モデルを基に前記第二の制動力指令値に対する規範モデル応答値を演算する規範モデル応答値演算手段と、

これら手段からの信号を受け、前記第二の制動手段に係わる実制動力推定値および規範モデル応答値間の制動力偏差に応じて前記第一の制動力指令値を補正する制動力指令値補正手段とを設けたことを特徴とする複合ブレーキの協調制御装置。

【請求項2】 請求項1に記載の複合ブレーキの協調制御装置において、前記制動力指令値補正手段は、第二の制動手段に係わる実制動力推定値および規範モデル応答値間の制動力偏差に応じて前記第一の制動力指令値を補正するに際し、制動力指令値に対する応答遅れ分だけ前記制動力偏差を位相進み補償して前記前記第一の制動力指令値の補正に供するよう構成したことを特徴とする複合ブレーキの協調制御装置。

【請求項3】 請求項1または2に記載の複合ブレーキの協調制御装置において、前記制動力指令値配分手段は、前記総制動力指令値を前記第一の制動力指令値および第二の制動力指令値に振り分けるに際し、第一の制動手段の可能最大制動トルクを所定量だけ制限して求めた最大制動トルク制限値を限界として第一の制

動力指令値を決定するよう構成したことを特徴とする複合ブレーキの協調制御装置。

【請求項4】 請求項1乃至3のいずれか1項に記載の複合ブレーキの協調制御装置において、前記第一の制動手段を回生ブレーキ装置で構成し、前記第二の制動手段を摩擦式ブレーキ装置により構成したことを特徴とする複合ブレーキの協調制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、2種類のブレーキ装置を併設した複合ブレーキの協調制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

複合ブレーキ装置としては、モータ／ジェネレータにより車輪回転エネルギーを電力に変換する回生ブレーキ装置と、ブレーキペダル踏力に応じたマスターシリンダからの液圧でホイールシリンダを介して車輪の摩擦式ブレーキユニットを作動させる液圧ブレーキ装置との組み合わせになる複合ブレーキ装置が代表的なものとして知られている。

【0003】

その協調制御装置としては従来、例えば特許文献1に記載のごとく、そして図14に示すごとく、マスターシリンダ液圧による総制動トルク指令値をホイールシリンダ液圧による液圧制動トルクと回生ブレーキ装置による回生制動トルクとの組み合わせにより実現するものがある。

【0004】

【特許文献1】

特開平11-98609号公報

【0005】

この協調制御装置においては図14に示すように、車速VSPが十分に高い瞬時t1以前においては主として回生制動トルクを用い、ホイールシリンダ液圧によ

る液圧制動トルクを抑えてエネルギーの回収率を高めることにより燃費の向上を図る。

しかし車速VSPが設定車速未満となる瞬時 t_1 以後は、車速VSPの低下につれ回生制動トルクを図14に実線で示すように漸減させると共にその分ホイールシリンドラ液圧による液圧制動トルクを二点差線で示すように漸増させ、制動の全てを液圧制動トルクに依存するようになった瞬時 t_2 に協調制御を終了する。

【0006】

ところで液圧ブレーキ装置は、回生ブレーキ装置に比べて制御の応答性が悪く、ホイールシリンドラ液圧による液圧制動トルクを二点差線（回生制動トルクを決めるために仮に定める値）で示すように指令しても、実際のホイールシリンドラ液圧は、制動トルク換算値として図14に実線で示すように応答遅れをもって指令値に追従する。

従って瞬時 $t_1 \sim t_2$ 間の制御過渡期においては、回生制動トルクと液圧制動トルクの和で表される総制動トルクが実線で示すように、マスターシリンダ液圧を介して運転者が要求した総制動トルク指令値に対し一時的に不足したり過大になって当該指令値に一致しなくなる。

【0007】

そこで上記した特許文献1の協調制御装置においては、図14に制動トルクに換算して二点差線で示したホイールシリンドラ液圧指令値に対し、同じく制動トルクに換算して実線で示したホイールシリンドラ液圧実際値がどの程度ずれているかを、つまりホイールシリンドラ液圧の指令値に対する液圧制御誤差を、マスターシリンダ液圧とホイールシリンドラ液圧との間の差圧として求め、この差圧に基づいて瞬時 $t_1 \sim t_2$ 間における回生制動トルク指令値の時系列低減特性を当初の実線で示すものから破線で示すようなものに補正し、これにより、瞬時 $t_1 \sim t_2$ 間の制御過渡期において、回生制動トルクと液圧制動トルクの和で表される総制動トルクが破線で示すように、マスターシリンダ液圧を介し運転者が要求した総制動トルク指令値に対し不足したり過大になることのないようにすることを狙って、上記の問題を解決することを趣旨とする。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】

しかし上記した従来の制御方式にあっては、液圧制動系の応答遅れや、回生制動系の応答遅れを考慮していないため、以下に説明するような問題を生ずる。

つまり、ホイールシリンダ液圧および回生制動トルクが規範モデル応答（設定された理想応答）に正確に一致するよう制御されていれば、総制動トルクは図14に破線で示すごとくマスターシリンダ液圧に対応した総制動トルク指令値（図14の一点鎖線参照）に対し過渡的な過不足を生ずることなく上記狙い通りの制御を実現することができるが、

実際にホイールシリンダ液圧および回生制動トルクは、制御の応答遅れやオーバーシュート、更には定常偏差などにより、規範モデル応答に正確に一致するようには制御され得ない。

ホイールシリンダ液圧に関して説明すると、ホイールシリンダ液圧の実際値による制動トルクは例えば図14の場合と同条件でのシミュレーション結果を示した図15中に太い実線で示すごとくに発生し、同図に二点差線で示したホイールシリンダ液圧指令値による制動トルクに対し同図に一点鎖線で示した応答をもって変化する規範モデル応答値との間に制御誤差をもったものとなる。

【0009】

そのため前記した従来の制御方式にあっては、液圧制動系の応答遅れや、回生制動系の応答遅れにより、本来の目的を十分には達成し難いのが実情である。

この実情に鑑み本願出願人は先に、運転者がマスターシリンダ液圧を介して指令した総制動トルク指令値を、液圧制動トルク指令値と回生制動トルク指令値とに配分するシステムにおいて、液圧制動系の応答遅れと回生制動系の応答遅れとを考慮して、常に、実液圧制動トルクと実回生制動トルクの合算値が総制動トルク指令値に一致するよう各指令値に位相補償を施す技術を提案した（特願2002-037591号）。

【0010】

この場合において前記した従来の制御方式を採用し、図15に制動トルクに換算して二点差線で示したホイールシリンダ液圧指令値と、同図に制動トルクに換算して実線で示したホイールシリンダ液圧実際値との間における差圧、つまりホ

イールシリンダ液圧の指令値と実際値との間の差圧に基づいて瞬時 $t_1 \sim t_2$ 間における回生制動トルク指令値の時系列低減特性を当初の細い実線で示すものから細い破線で示すようなものに補正すると、余計な補正が行われることになり、

この細い破線で示す補正後の回生制動トルク指令値に対し或る応答遅れをもって例えば太い破線で示すごとくに発生する補正後の回生制動トルク実際値と、太い実線で示すホイールシリンダ液圧実際値による液圧制動トルクとの和で表される総制動トルクが図15の過渡期 $t_1 \sim t_2$ 、特にその後半において破線で示すごとくに大きく変動する。

【0011】

これに対し、前記した従来の制御方式による回生制動トルク指令値の補正を行わないで、瞬時 $t_1 \sim t_2$ 間における回生制動トルク指令値の時系列低減特性を当初の細い実線のままにする場合、回生制動トルクは实际上、この細い実線で示す補正前の回生制動トルク指令値に対し或る応答遅れ（規範モデル応答にほぼ同じ）をもって例えば太い実線で示すごとくに発生し、この補正前回生制動トルク実際値と、太い実線で示すホイールシリンダ液圧実際値による液圧制動トルクとの和で表される総制動トルクは、図15の過渡期 $t_1 \sim t_2$ において実線で示すごとくに変動する程度である。

【0012】

つまり、実際上は前記の位相補償によりホイールシリンダ液圧制御および回生制動トルク制御の応答遅れが補償されるにもかかわらず、前記した従来の制御方式のように回生制動トルク指令値を液圧制動トルクの指令値と実際値との間の差圧に基づいて補正する場合、この補正を行ったことで余計な補正が行われて逆に、当該補正を行わない場合よりも総制動トルクが、図15の過渡期 $t_1 \sim t_2$ における破線と実線とで比較して例示するごとく目標総制動トルクに対し大きく変動するという問題を生ずる。

その理由としては2つが考えられ、一つの理由は、ホイールシリンダ液圧の指令値と実際値との間の差圧には、予期される応答遅れ分も含まれており、そして、この応答遅れ分は位相補償などに折込み済みであり制御誤差とは異なるためであり、第2の理由は、回生制動トルク指令値を直接補正しても、この補正が実回

生制動トルクに反映されるまでには応答遅れが存在するためである。

【0013】

本発明は、上記の問題が応答の速い系に係わる回生制動トルク指令値を応答の遅い系に係わる液圧制動トルクの指令値と実際値との差圧に基づいて補正することに起因するとの事実認識から、

そして、応答の遅い系に係わる液圧制動トルクの指令値に対する実際値の遅れを考慮した制動力規範モデルを基に求めた液圧制動トルクに対する規範モデル応答値および実制動トルク間の差圧に応じ応答の速い系に係わる回生制動トルク指令値を補正すれば、上記のような余計な補正が行われることがなくて上記の問題を解消し得るとの観点から、

この着想を具体化した複合ブレーキの協調制御装置を提供することを目的とする。

【0014】

【課題を解決するための手段】

この目的のため本発明による複合ブレーキの協調制御装置は、請求項1に記載のごとく、

第一の制動力指令値に応動する第一の制動手段と、第二の制動力指令値に応動する第二の制動手段とを具え、第一の制動手段よりも第二の制動手段の方が制御応答性に劣る複合ブレーキに用いられ、

車両運転状態に応じ総制動力指令値を決定する総制動力演算手段と、

この総制動力指令値を第一の制動力指令値および第二の制動力指令値に振り分ける制動力指令値配分手段とを設けた協調制御装置を要旨構成の基礎前提とし、

制御応答性に劣る上記第二の制動手段が発生する実制動力を推定する実制動力推定手段と、

上記第二の制動力指令値に対する第二の制動手段での実制動力の遅れを考慮した制動力規範モデルを基に第二の制動力指令値に対する規範モデル応答値を演算する規範モデル応答値演算手段と、

これら手段からの信号を受け、第二の制動手段に係わる実制動力推定値および規範モデル応答値間の制動力偏差に応じて上記第一の制動力指令値を補正する制

動力指令値補正手段とを設けたことを特徴とするものである。

【0015】

【発明の効果】

かかる本発明の構成によれば、制御応答性の速い第一の制動手段に係わる第一の制動力指令値を補正するに際し、制御応答性に劣る第二の制動手段に係わる実制動力推定値と、同じく第二の制動手段に係わる第二の制動力指令値の規範モデル応答値との間の制動力偏差に応じ上記第一の制動力指令値を補正するため、

従来のごとく、応答の遅い第二の制動手段に係わる制動力の指令値と実際値との差に基づいて応答の速い第一の制動手段に係わる制動力指令値を補正する場合に生じていた余計な補正が行われるのを回避することができ、当該補正を行ったために逆に総制動力実際値が総制動力指令値から大きくずれてしまうというような前記の問題を解消することができる。

【0016】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

図1は、本発明の一実施の形態になる協調制御装置を具えた複合ブレーキの制御システム図で、本実施の形態においては複合ブレーキを、車輪1（図では1個の駆動輪のみを示す）に関連して設けられたホイールシリンダ2への液圧供給により制動力を発生する液圧ブレーキ装置と、駆動輪1に歯車箱3を介して駆動結合された交流同期モータ4により車輪回転エネルギーを電力に変換する回生ブレーキ装置との組み合わせにより構成する。

かかる複合ブレーキにおいて協調制御装置は、交流同期モータ4により回生制動トルクを制御して主たる制動力を得る間に、ホイールシリンダ2へのブレーキ液圧を減圧制御することで回生エネルギーを効率的に回収することを趣旨とする。

【0017】

先ず、応答性能に劣る液圧ブレーキ装置を説明するに、5は運転者が希望する車両の制動力に応じて踏み込むブレーキペダルで、該ブレーキペダル5の踏力が油圧ブースタ6により倍力され、倍力された力でマスターシリンダ7の図示せざ

るピストンカップが押し込まれることによりマスターシリンダ7はブレーキペダル5の踏力に応じたマスターシリンダ液圧Pmcをブレーキ液圧配管8に出力するものとする。

なお、ブレーキ液圧配管8を図1では、1個の駆動輪（ここでは前輪）1に設けたホイールシリンダ2のみに接続しているが、図示せざる他の3輪に係わるホイールシリンダにも接続することは言うまでもない。

【0018】

油圧ブースタ6およびマスターシリンダ7は共通なリザーバ9内のブレーキ液を作動媒体とする。

油圧ブースタ6はポンプ10を具え、このポンプはリザーバ9から吸入して吐出したブレーキ液をアクチュエータ11内に蓄圧し、アクチュエータ内圧を圧力スイッチ12によりシーケンス制御する。

油圧ブースタ6は、アクチュエータ11内の圧力を圧力源としてブレーキペダル5の踏力を倍力し、この倍力した踏力でマスターシリンダ7内のピストンカップを押し込み、マスターシリンダ7はリザーバ9からのブレーキ液をブレーキ配管8内に封じ込めてブレーキペダル踏力に対応したマスターシリンダ液圧Pmcを発生させ、これを元圧としてホイールシリンダ液圧Pwcをホイールシリンダ2に供給する。

【0019】

ホイールシリンダ液圧Pwcは、アクチュエータ11のアクチュエータ内圧を用いて後述のごとくにフイードバック制御可能とし、これがためブレーキ配管8の途中に電磁切替弁13を挿置し、該電磁切替弁13よりもホイールシリンダ2の側においてブレーキ配管8に、ポンプ10の吐出回路から延在すると共に増圧弁14を挿置した増圧回路15、およびポンプ10の吸入回路から延在すると共に減圧弁16を挿置した減圧回路17をそれぞれ接続する。

電磁切替弁13は、常態でブレーキ配管8を開通させることによりマスターシリンダ液圧Pmcをホイールシリンダ2に向かわせ、ソレノイド13aのON時にブレーキ配管8を遮断すると共にマスターシリンダ7をストロークシミュレータ26に通じさせてホイールシリンダ2と同等の油圧負荷を与え、これによりブレー

キペダル5に通常時と同じ操作フィーリングを与え続け得るようになります。

【0020】

増圧弁14は、常態で増圧回路15を開通してアクチュエータ11の圧力によりホイールシリンダ液圧Pwcを増圧するが、ソレノイド14aのON時に増圧回路15を遮断してホイールシリンダ液圧Pwcの増圧を中止するものとし、

減圧弁16は、常態で減圧回路17を遮断しているが、ソレノイド16aのON時に減圧回路17を開通してホイールシリンダ液圧Pwcを減圧するものとする。

ここで増圧弁14および減圧弁16は、切替弁13がブレーキ配管8を開通している間、対応する増圧回路15および減圧回路17を遮断しておき、これによりホイールシリンダ液圧Pwcがマスターシリンダ液圧Pmcにより決定されるようにし、

また、増圧弁14または減圧弁16によるホイールシリンダ液圧Pwcの増減圧が行われる間は、切替弁13のONによりブレーキ配管8を遮断しておくことでマスターシリンダ液圧Pmcの影響を受けることのないようにする。

切替弁13、増圧弁14および減圧弁16の制御は液圧ブレーキコントローラ18により行い、これがため当該コントローラ18には、運転者が要求する車両の制動力を表すマスターシリンダ液圧Pmcを検出する圧力センサ19からの信号と、液圧制動トルクの実際値を表すホイールシリンダ液圧Pwcを検出する圧力センサ20からの信号とを入力する。

【0021】

駆動輪1に歯車箱3を介して駆動結合された交流同期モータ4は、モータトルクコントローラ21からの3相PWM信号により直流・交流変換用電流制御回路（インバータ）22での交流・直流変換を介して制御され、モータ4による車輪1の駆動が必要な時は直流バッテリ23からの電力で車輪1を駆動し、車輪1の制動や必要な時は回生制動トルク制御により車両運動エネルギーをバッテリ23へ回収するものである。

【0022】

液圧ブレーキコントローラ18およびモータトルクコントローラ21は複合ブレーキ協調コントローラ24との間で通信を行いながら、該コントローラ24

からの指令により対応する液圧制動装置および回生制動装置を後述するごとくに制御する。

モータトルクコントローラ21は、複合ブレーキ協調コントローラ24からの回生制動トルク指令値に基づいてモータ4による回生制動トルクを制御し、また、車輪1の駆動要求時にはモータ4による車輪1の駆動トルク制御を行なう。

さらにモータトルクコントローラ21は、バッテリ23の充電状態や温度などで決まるモータ4に許容される最大回生制動トルクを算出して複合ブレーキ協調コントローラ24へ対応する信号を送信する。

これがため複合ブレーキ協調コントローラ24には、液圧ブレーキコントローラ18を経由した圧力センサ19、20からのマスターシリンダ液圧Pmcおよびホイールシリンダ液圧Pwcに関する信号を入力するほか、車輪1の車輪速Vwを検出する車輪速センサ25からの信号を入力する。

【0023】

複合ブレーキ協調コントローラ24は、これら入力情報を基に図2に機能ブロック線図および図3にフローチャートで示すような処理により複合ブレーキの協調制御を行う。

図3は、10msecごとの定時割り込みにより繰り返し実行されるもので、先ずステップS1において、マスターシリンダ液圧Pmcおよび車輪のホイールシリンダ液圧Pwcを算出する。

次のステップS2では、駆動輪速Vwを算出すると共に、これを次式の伝達関数Fbpf(s)で示されるバンドパスフィルタに通して駆動輪減速度 α_v を求める。

$$F_{bpf}(s) = s / \{ (1/\omega^2) s^2 + (2\zeta/\omega) s + 1 \} \dots (1)$$

s : ラプラス演算子

ただし実際には、タスティング近似などで離散化して得られた漸化式を用いて算出する。

【0024】

ステップS3では、モータトルクコントローラ21との間の高速通信受信バッファから、モータ4により達成可能な最大回生制動トルクTmaxを読み込む。この最大回生制動トルクTmaxは前記したごとく、モータトルクコントローラ21

がバッテリ23の充電率などに応じて決定し、例えば図7に示すごとく車速VSP(駆動輪速Vw)に応じて異なる。

ステップS4では、マスターシリンダ液圧Pmcと、予めROMに記憶しておく車両諸元に応じた定数K1とを用いて、車両の目標減速度 α_{dem} を次式により算出する。

$$\alpha_{dem} = - (Pmc \times K1) \dots \quad (2)$$

なお、加速度 α やトルクTは、負値を減速度、制動トルクとする。

ここで車両目標減速度 α_{dem} は、マスターシリンダ液圧Pmcにより運転者が指令する物理量により決まるだけでなく、車間距離制御装置や、車速制御装置を搭載した車両においては、これら装置による自動ブレーキによる物理量に応じても決定すること勿論である。

【0025】

図3のステップS5では、アクセルペダル釈放時における駆動力、つまりエンジンブレーキ力(エンブレカ)のみで実現される車両減速度(エンブレ減速度) α_{eng} を以下により推定する。

つまり、車速VSP(駆動輪速Vw)と自動変速機の選択レンジ(自動変速Dレンジ、エンジンブレーキLレンジ)に応じ予め記憶しておいた図4に例示するマップ値からエンブレカ推定値(又は目標エンブレカ)Tengを表引きし、更に、車速VSP(駆動輪速Vw)に応じ予め記憶しておいた図5に例示するマップ値から平坦路走行抵抗Tregを表引きし、次式に示すごとくこれらを加算して平均的な車両重量Mvで割ることにより平坦路における平均的なエンブレ減速度推定値 α_{eng} を算出する。

$$\alpha_{eng} = (Teng + Treg) / Mv \dots \quad (3)$$

【0026】

次のステップS6においては、図6のフィードフォワード補償器51を用いて目標減速度 α_{dem} を実現するのに必要な制動トルク指令値Tdff(制動トルクのフィードフォワード補償量)を以下により算出する。

つまり、先ず車両諸元により決まる定数K2を用いて目標減速度 α_{dem} を制動トルクに換算し、次いで、図6における規範モデル52の特性Fref(s)に、制御対

象車両54の応答特性 $P_m(s)$ を一致させるためのフィードフォワード補償器（位相補償器）51の次式で表される特性 $C_{FF}(s)$ に上記目標減速度（ α_{dem} ）対応の制動トルクを通して目標減速度 α_{dem} 用の制動トルク指令値 T_{dff} （フィードフォワード補償量）を求める。

なお実際には、目標減速度 α_{dem} 用の制動トルク指令値 T_{dff} （フィードフォワード補償量）も前述と同様に離散化して計算を行う。

$$C_{FF}(s) = F_{ref}(s)/P_m(s) \quad \dots \quad (4)$$

$$= (T_p \cdot s + 1) / (T_r \cdot s + 1) \quad \dots \quad (5)$$

T_p ：時定数

T_r ：時定数

【0027】

次いでステップS7において、マスターシリンダ液圧 P_{mc} が微少設定値以上か否かによりブレーキペダル操作が有ったか否かを判定し、ブレーキペダル操作がない間はステップS8において、ブレーキペダル操作なしの継続時間を計測するタイマ t_{BOFF} を歩進させ、次にステップS9で、ブレーキペダル操作直前の減速度 α_0 を知るためにこの α_0 にステップS2の実減速度 α_v をセットして減速度基準値の学習を行う。

【0028】

ステップS7でブレーキペダル操作が有ったと判定する時は、ステップS10で上記のタイマ t_{BOFF} が設定時間 t_{SET} 以上か否かによりブレーキペダル操作なしの状態が設定時間 t_{SET} 以上継続したか否かを判定する。

ブレーキペダル操作なしの状態が設定時間 t_{SET} 以上継続した場合は、ステップS11において、減速度基準値 α_B をブレーキペダル操作直前の減速度 α_0 に更新し、ブレーキペダル操作なしの状態が設定時間 t_{SET} 以上継続しなかった場合は、ステップS11をスキップして減速度基準値 α_B の更新を行わずに現在の値を維持し、これら処理後にステップS12で上記のタイマ t_{BOFF} を0にリセットする。

【0029】

ステップS13においては、目標減速度 α_{dem} を実現するのに必要な総制動ト

トルク指令値Tdcomを以下により算出する。

本実施の形態においては減速度制御器を、図6に示すような「2自由度制御系」で構成し、前記したフィードフォワード補償器51および規範モデル52のほかにフィードバック補償器53を有するようなものとする。

制御の安定性や耐外乱性などの閉ループ性能は、フィードバック補償器53で実現され、目標減速度 α_{dem} に対する応答性は基本的には（モデル化誤差がない場合）フィードフォワード補償器51で実現される。

フィードバック補償量Tdfbの算出に当たっては先ず目標減速度 α_{dem} を、次式で表される特性Fref(s)を持った規範モデル52に通して規範モデル応答減速度 α_{ref} を求める。

$$Fref(s) = 1 / (Tr \cdot s + 1) \quad \dots \quad (6)$$

【0030】

更に図6に示すように、規範モデル応答減速度 α_{ref} と、制御対象車両54の実減速度 α_V （ステップS2参照）からオフセット量 α_B を差し引いて減速度フィードバック偏差 $\Delta\alpha$ を求める。

$$\Delta\alpha = \alpha_{ref} - (\alpha_V - \alpha_B) \quad \dots \quad (7)$$

そしてこの減速度フィードバック偏差 $\Delta\alpha$ を、次式で表される特性C_{FB}(s)のフィードバック補償器53に通して制動トルクフィードバック補償量Tdfbを求める。

$$C_{FB}(s) = (K_p \cdot s + K_i) / s \quad \dots \quad (8)$$

ただし本実施の形態では、この特性を基本的なP I制御器で実現することとし、制御定数K_p、K_iはゲイン余裕や位相余裕を考慮して決める。

また(6)式および(8)式は、前述と同様に離散化して計算を行う。

【0031】

次に図6に示すように、前記した目標減速度 α_{dem} 用の制動トルク指令値Tdff（フィードフォワード補償量）と、制動トルクフィードバック補償量Tdfbとを合算して、総制動トルク指令値Tdcomを求める。

図3のステップS13は、以上のようにして総制動トルク指令値Tdcomを求めるもので、従って図2における総制動トルク指令値決定手段31に対応する。

【0032】

図3における次のステップS14においては、最大回生制動トルクT_{mmax}の制限を以下のごとくに行って最大回生制動トルク制限値T_{mmax}(Lim)を求める。

つまり先ず、詳しくは後述するホイールシリンダ液圧制御誤差に基づく回生制動トルクの補正（正負の補正）を可能にするための余裕を残すために、最大回生制動トルクT_{mmax}を図7に破線で示すことなく一定比率、例えば20%だけ低減し、最大回生制動トルクT_{mmax}の8割低減値を求める。

次いで、車両停止前にスムーズに回生制動から液圧制動に重み付けを移行させて回生協調ブレーキ制御を終了させるために、最大回生制動トルクT_{mmax}の8割低減値（図7に破線で示す）を更に、図7の太い実線で示すことなく車速VSP（駆動輪速Vw）の低下につれ漸減し、最終的には0になるような最大回生制動トルク制限値T_{mmax}(Lim)を求める。

従って図3のステップS14は、図2における最大回生制動トルク制限手段32に対応する。

【0033】

図3のステップS15においては、上記の最大回生制動トルク制限値T_{mmax}(Lim)を用い、回生協調ブレーキ制御のために総制動トルク指令値T_{dcom}を、回生制動トルク指令値T_{mcom}と液圧制動トルク指令値T_{bcom}とに配分し、従ってステップS15は、図2における液圧制動トルク／回生制動トルク配分手段33に対応する。

但し本実施の形態においては、燃費向上のために最大回生制動トルク制限値T_{mmax}(Lim)をできるだけ使い切るように上記の配分を行う。

なお液圧制動トルク指令値T_{bcom}は更に前輪（駆動輪）用と後輪（従動輪）用に配分する。

本実施の形態では、回生ブレーキ用モータ4を駆動輪である前輪1のみに設定しているため、通常の制動力前後配分を崩さずにすむ場合のモード1, 2と、通常の制動力前後配分が崩れる場合のモード3, 4とが発生する。

【0034】

先ず液圧制動トルク指令値T_{bcom}を、予め記憶した図8に例示するマップデー

タをもとに通常通りに前後配分して、通常時の前輪制動トルク指令値Tdcomfおよび後輪制動トルク指令値Tdcomrを求める。

通常の前後制動トルク配分は、制動中における前後輪荷重移動に伴う後輪ロック防止、車両挙動の安定性、制動距離の短縮などを考慮して決められた、回生制動中でない時の基準となる前後制動力配分特性のことである。

【0035】

以下に、下記条件（モード）ごとの回生協調ブレーキ制御を説明する。

（モード4）

$T_{mmax}(Lim) \leq (Tdcomf + Tdcomr)$ の場合：回生制動のみ

$$Tbcomf = 0$$

$$Tbcomr = 0$$

$$Tmcom = Tdcomf + Tdcomr$$

（モード3）

$T_{mmax}(Lim) \leq Tdcomf$ の場合：回生制動+後輪液圧制動

$$Tbcomf = 0$$

$$Tbcomr = Tdcomf + Tdcomr - T_{mmax}(Lim)$$

$$Tmcom = T_{mmax}(Lim)$$

（モード2）

$Tdcomf < T_{mmax}(Lim) \leq$ 微少設定値の場合：回生制動+前後輪液圧制動

$$Tbcomf = Tdcomf - T_{mmax}(Lim)$$

$$Tbcomr = Tdcomr$$

$$Tmcom = T_{mmax}(Lim)$$

（モード1）

上記以外の場合：液圧制動のみ

$$Tbcomf = Tdcomf$$

$$Tbcomr = Tdcomr$$

$$Tmcom = 0 \quad \dots (9)$$

【0036】

次のステップS16においては、前後輪液圧制動トルク指令値Tbcomf, Tbcomr

をもとに、予めROMに記憶しておいた車両諸元による定数K3を用いて、前後輪液圧制動トルク指令値Tbcomf, Tbcomrに対応した前後輪のホイールシリンダ液圧指令値Pbcomf, Pbcomrを次式により算出する。

$$Pbcomf = - (Tbcomf \times K3)$$

$$Pbcomr = - (Tbcomr \times K3) \quad \dots \quad (10)$$

従ってステップS16は、図2における液圧換算手段34に対応する。

【0037】

次いでステップS17において、前後輪ホイールシリンダ液圧指令値Pbcomf, Pbcomrの規範モデル応答値Pbreff, Pbrefrを算出する。

規範モデル応答とは、図1に示す液圧ブレーキコントローラ18において前後輪ホイールシリンダ液圧をフィードバック制御する際に用いる規範モデル応答である（液圧指令値に対して或る遅れを有した規範モデル応答に実液圧が一致するように設計される）。

但し、フィードバック制御手法によらず、結果的に実現された液圧サーボ系の指令値に対する特定の応答性を用いても良い。

液圧サーボ系の規範モデルFrefb(s)は、例えば次式により示すとき特性を持ったものとする。

$$Frefb(s) = 1 / (Tbref \cdot s + 1) \quad \dots \quad (11)$$

Tbref : 時定数

尚プログラムでは、前述と同様に離散化して計算を行うこととする。

前後輪ホイールシリンダ液圧指令値Pbcomf, Pbcomrに対し同じ演算を行ってそれぞれの規範モデル応答値Pbreff, Pbrefrを算出する。

従ってステップS17は、図2におけるホイールシリンダ液圧規範モデル応答値算出手段に対応する。

【0038】

本実施の形態においてはホイールシリンダに関する液圧制御器を、図9に示すような「2自由度制御系」で構成し、上記した特性Frefb(s)を持つ液圧制御規範モデル61のほか、当該規範モデル61の特性Frefb(s)に、制御対象車両（ホイールシリンダ液圧制御系）62の応答特性PB(s)を一致させるためのフィードフ

オワード補償器（位相補償器）63およびフィードバック補償器64を有するものとする。

フィードフォワード補償器63は、次式で表される特性 $G_{FF}(s)$ にホイールシリンドラ液圧指令値 $Pbcom$ （ここでは前後輪ホイールシリンドラ液圧指令値 $Pbcomf$, $Pbcomr$ を共通な $Pbcom$ として示す）を通してホイールシリンドラ液圧のフィードフォワード補償量 Pff を求める。

$$G_{FF}(s) = Frefb(s)/P_B(s) \quad \dots (12)$$

【0039】

フィードバック補償器64によるフィードバック補償量 Pfb の算出に当たっては先ずホイールシリンドラ液圧指令値 $Pbcom$ を、前記（11）式で表される特性 $Frefb(s)$ を持った規範モデル61に通してホイールシリンドラ液圧の規範モデル応答値 $Pbref$ を求め、更にこのホイールシリンドラ液圧規範モデル応答値 $Pbref$ と、制御対象車両62の実ホイールシリンドラ液圧 Pwc との間におけるホイールシリンドラ液圧フィードバック偏差 ΔPb を求め、

$$\Delta Pb = Pbref - Pb \quad \dots (13)$$

このフィードバック偏差 ΔPb を、次式で表される特性 $G_{FB}(s)$ のフィードバック補償器64に通してホイールシリンドラ液圧フィードバック補償量 Pfb を求める。

$$G_{FB}(s) = (K_p \cdot s + K_i) / s \quad \dots (14)$$

ただし本実施の形態では、この特性を基本的なPI制御器で実現することとし、制御定数 K_p , K_i はゲイン余裕や位相余裕を考慮して決める。

【0040】

次に、前記したホイールシリンドラ液圧のフィードフォワード補償量 Pff と、フィードバック補償量 Pfb とを合算し、これらの和値に対応するホイールシリンドラ液圧制御電流 $Icom$ を求めて制御対象車両62へのホイールシリンドラ液圧制御指令とする。

【0041】

図3の次のステップS18においては、前後輪ホイールシリンドラ液圧規範モデル応答値 $Pbreff$, $Pbrefr$ と、図1のセンサ20により検出した前後輪実ホイールシリンドラ液圧 $Pwcf$, $Pwcr$ （図1では、 Pwc により示した）との間における前後輪

ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_{bf} , ΔP_{br} （図2では、 ΔPb としても表示した）を次式により算出する。

$$\Delta P_{bf} = P_{breff} - P_{wcf}$$

$$\Delta P_{br} = P_{brefr} - P_{wcr}$$

従ってステップS18は、図2における液圧制御誤差算出手段36に対応する。

【0042】

図3の次のステップS19においては、前後輪ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_{bf} , ΔP_{br} をそれぞれ制動トルク ΔTb_f , ΔTb_r に換算する。

$$\Delta Tb_f = - (\Delta P_{bf} \div K3)$$

$$\Delta Tb_r = - (\Delta P_{br} \div K3) \dots (15)$$

ここでK3は、予め記憶した車両諸元に基づく換算係数を示す。

従ってステップS19は、図2におけるトルク換算手段37に対応する。

【0043】

次いで図3のステップS20において、液圧制御誤差の制動トルク換算値 ΔTb_f , ΔTb_r を合算し、その和値 ΔTb

$$\Delta Tb = \Delta Tb_f + \Delta Tb_r$$

に対し、次式で表される位相進み補償 $Gph(s)$ を施して回生制動トルク補正量 ΔTm を算出する。

$$Gph(s) = (Tm \cdot s + 1) \div (Tph \cdot s + 1) \dots (16)$$

Tm ：時定数

Tph ：時定数（ただし、 $Tph \ll Tm$ ）

従ってステップS20は、図2における位相進み補償手段38に対応する。

なお、回生制動トルク制御系における応答特性の時定数 Tm は、前述した液圧制動トルク制御系の規範モデル61（図9参照）における時定数 $Tbref$ と同じになるようモータトルクコントローラ21（図1参照）の内部で処理する。

つまり液圧制動トルク制御系の特性と同じ特性を有する規範モデル $Frefm$ を用いて制御する。

これは、液圧制動トルク制御系と回生制動トルク制御系が規範モデルに応答誤

差なく追従すれば、総制動トルク指令値や、制動トルク配分が変化したときでも常時、総制動トルクが指令値に一致することを狙いとしている。

【0044】

図3のステップS21においては、ステップS15で求めた回生制動トルク指令値 T_{mcom} を、ステップS20で求めた回生制動トルク補正量 ΔT_m だけ補正し、次式で表される補正済回生制動トルク指令値 T_{mcom}' を求める。

$$T_{mcom}' = T_{mcom} + \Delta T_m$$

従ってステップS21は、図2における回生制動トルク補正手段39に対応する。

【0045】

最後のステップS22において図1の複合ブレーキコントローラ24は、この補正済回生制動トルク指令値 T_{mcom}' およびステップS16で求めた前後輪ホイールシリンダ液圧指令値 P_{bcomf} 、 P_{bcomr} をそれぞれ、モータトルクコントローラ21および液圧ブレーキコントローラ18に向けて通信する。

モータトルクコントローラ21はインバータ22を介し補正済回生制動トルク指令値 T_{mcom}' が達成されるようモータ4を制御し、液圧ブレーキコントローラ18は電磁弁13、14、16の制御を介し前輪ホイールシリンダ2への液圧を指令値 P_{bcomf} になるよう制御する（後輪ホイールシリンダ液圧も同様にして指令値 P_{bcomr} になるよう制御される）。

【0046】

上記した本実施の形態になる複合ブレーキの協調制御装置は、相対的に制御応答性に優れた回生制動装置と、相対的に制御応答性に劣る液圧制動装置との組み合わせになる複合ブレーキにおいて、

図2に示すごとく、車両運転状態に応じ総制動力（トルク）指令値 T_{dcom} を決定する総制動トルク決定手段（総制動力演算手段）31と、

この総制動力指令値 T_{dcom} を回生制動トルク指令値 T_{mcom} および液圧制動トルク指令値 T_{bcom} に振り分ける制動トルク配分手段（制動力指令値配分手段）33とを設け、更に、

制御応答性に劣る液圧制御装置が発生する実制動力をホイールシリンダ液圧 P_w

cから推定する実制動力推定手段（ホイールシリンダ液圧計測手段20）と、

ホイールシリンダ液圧（制動力）指令値Pbcmに対する液圧制御装置での実液圧（実制動力）の遅れを考慮した制動力規範モデルを基にホイールシリンダ液圧（制動力）指令値Pbcmに対する規範モデル応答値Pbrefを演算する規範モデル応答値演算手段35と、

これら手段20, 35からの信号を受け、液圧制動装置に係わる実制動力推定値Pwcおよび規範モデル応答値Pbref間の制動力制御誤差 ΔPb (ΔTm) に応じて上記回生制動トルク指令値Tmcomを補正する回生制動力指令値補正手段39とを具え、

補整済回生制動トルク指令値Tmcom' を回生制動装置の制御に用いる構成にしたから、以下の作用効果が得られる。

【0047】

つまり本実施の形態によれば、制御応答性の速い回生制動装置に係わる回生制動トルク指令値Tmcomを補正するに際し、制御応答性に劣る液圧制動装置に係わる実制動力推定値（ホイールシリンダ液圧Pwc）と、同じく液圧制動装置に係わる制動力指令値（ホイールシリンダ液圧指令値Pbcm）の規範モデル応答値（Pbref）との間の制動力制御誤差 ΔPb に応じた ΔTm だけ回生制動トルク指令値Tmcomを補正することとなり、

前記した従来型協調制御装置のごとく、応答の遅い制動装置に係わる制動力の指令値と実際値との差に基づいて応答の速いの制動装置に係わる制動力指令値を補正する場合に生じていた余計な補正が行われるのを回避することができ、当該補正を行ったために逆に総制動力実際値が総制動力指令値から大きくずれてしまうというような前記の問題を解消することができる。

つまり、ホイールシリンダ液圧が液圧制御系の規範モデル応答に沿って正確に制御された場合に総制動トルクが総制動トルク指令値に一致するよう液圧制動トルクと回生制動トルクの基本配分がなされていれば、ホイールシリンダ液圧実際値とホイールシリンダ液圧の規範モデル応答値との間に大きな応答遅れやオーバーシュートや定常偏差などにより差異が生じても、この差異は回生制動トルクで穴埋めされるので、総制動トルク実際値を常に総制動トルク指令値に一致させ

ることができる。

なおこの作用効果は、運転者による制動操作量が変化した場合と、車両運転状態に応じて回生制動トルク量と液圧制動トルク量の配分が変化する場合との双方において同様に奏し得ることはいうまでもない。

【0048】

以下、図10～図13により本実施の形態になる協調制御装置の作用効果を説明するに、

図10は、瞬時t1にマスターシリンダ液圧Pmcが立ち上がった後の制御中ににおいて、ホイールシリンダ液圧制御誤差△Pb（制動力制御誤差）がない場合におけるシミュレーション結果を示す動作タイムチャート、

図11は、瞬時t1にマスターシリンダ液圧Pmcが立ち上がった後の制御中瞬時t3に、ホイールシリンダ液圧制御誤差△Pb（制動力制御誤差）が発生しても、図2の手段39による回生制動トルク指令値の補正、および同図の手段38による位相進み補償を行わない場合におけるシミュレーション結果を示す動作タイムチャート、

図12は、瞬時t1にマスターシリンダ液圧Pmcが立ち上がった後の制御中瞬時t3に、ホイールシリンダ液圧制御誤差△Pb（制動力制御誤差）が発生し、図2の手段39による回生制動トルク指令値の補正を行うが、同図の手段38による位相進み補償を行わない場合におけるシミュレーション結果を示す動作タイムチャート、

図13は、瞬時t1にマスターシリンダ液圧Pmcが立ち上がった後の制御中瞬時t3に、ホイールシリンダ液圧制御誤差△Pb（制動力制御誤差）が発生し、図2の手段39による回生制動トルク指令値の補正、および同図の手段38による位相進み補償とともにを行う場合におけるシミュレーション結果を示す動作タイムチャートである。

【0049】

これらの図に示すシミュレーションの条件は、同一車速からの同じ一定力制動であり、ブレーキペダル踏み込み瞬時t1の直後から回生協調ブレーキ制御を開始し、車速VSPが設定車速に低下する瞬時t2以後の低車速走行中は車速VSPの低

下について回生制動トルクを漸減させ、その分だけ逆に前輪または後輪のホイールシリンダ液圧を増圧して液圧制動トルクを増大させ、総制動トルクを指令値に一致させたまま停車の直前に回生協調ブレーキ制御を停止するものとする。

また本実施の形態では前記したように、減速度フィードバック制御も併用して外乱の影響を排除するように総制動トルク指令値を補正する。

【0050】

液圧制御系が理想的に機能している場合は図10に示すごとく、ブレーキペダルの踏み込み状態に呼応して車両減速度（駆動輪）はほぼ一定に制御されており、これが、図11～図13につき以下に説明する液圧制御誤差 ΔPb （制動力制御誤差）発生時の動作と比較すべき動作タイムチャートである。

図11～図13は、瞬時 t_2 以後の過渡期における瞬時 t_3 に前輪ブレーキ液圧制御系にトラブルが発生して前輪ホイールシリンダ液圧の実際値が指令値に対し一瞬大きく低下した場合を示す。

【0051】

この場合、図2の手段39による回生制動トルク指令値の補正、および同図の手段38による位相進み補償とともに行わないとすると、減速度フィードバック制御だけに頼ることとなるが、この場合、減速度フィードバック制御のみでは応答速度の関係で補償の制御が間に合わないことから図11に示すように駆動輪（前輪）減速度が一時的に大きく抜けてしまう。

これは、ホイールシリンダ液圧制御の誤差が駆動輪減速度となって実際の発現するまでには比較的大きな時間遅れがあることに起因する。

【0052】

図12は、図11の場合と同じく瞬時 t_3 に前輪ブレーキ液圧制御系にトラブルが発生するも、図2の手段39による回生制動トルク指令値の補正により補整済回生制動トルク指令値 $Tmcom'$ を瞬時 t_3 において図示のごとくに変化させた場合の動作タイムチャートである。

前輪ブレーキ液圧制御系にトラブルが発生して前輪ホイールシリンダ液圧の実際値が指令値に対し一瞬大きく低下した瞬時 t_3 に、両者間の制御誤差をトルクに換算してこれを回生制動トルク指令値に加算補正することから、液圧制御誤差

分を補整済回生制動トルク指令値で速やかに穴埋めすることができ、図11の場合に比べて瞬時t3における駆動輪減速度の変動をかなり小さくすることができる。

【0053】

図13は、図11の場合と同じく瞬時t3に前輪ブレーキ液圧制御系にトラブルが発生するも、図2の手段39による回生制動トルク指令値の補正により補整済回生制動トルク指令値T_{mcom'}を瞬時t3において図示のごとくに変化させ、且つ、図2の手段38による位相進み補償をも行った場合の動作タイムチャートである。

この場合、上記の位相進み補償が回生制動トルク制御系の指令値に対する遅れを極力小さくすることとなり、従って、ホイールシリンダ液圧制御誤差が総制動トルクに及ぼす影響を回生制動トルクでできるだけ遅れなく穴埋めできることから、図12の場合よりも更に瞬時t3における駆動輪減速度の変動をかなり小さくすることができる。

【0054】

なお本実施の形態においては更に、図3のステップS15で総制動トルク指令値を回生制動トルク指令値T_{mcom}および液圧制動トルク指令値T_{bcom}に振り分けるに先立ちステップS14で、図7を参照しつつ前述したごとく可能最大回生制動トルクT_{mmax}を所定量だけ制限して求めた最大制動トルク制限値T_{mmax}(L_m)を限界として回生制動トルク指令値T_{mcom}を決定するよう構成したから、

前記したホイールシリンダ液圧制御誤差に基づく回生制動トルク指令値T_{mcom}の補正を行うための余裕代を回生制動トルク指令値T_{mcom}に残しておくことができ、回生制動トルク指令値T_{mcom}の補正による前記の作用効果を確実なものにすることができる。

【0055】

また本実施の形態においては、制御応答性に優れた制動手段として回生ブレーキ装置を用い、制御応答性に劣る制動手段として摩擦式ブレーキ装置を用い、これらの組み合わせにより構成した複合ブレーキに本発明の協調制御装置を適用したから、

制御応答性に劣る摩擦式ブレーキ装置に過渡的な制御誤差が発生した場合においても、制御応答性に優れた回生ブレーキ装置により当該制御誤差に起因した制動力の穴を埋めて絶えず総制動トルク指令値を達成することができ、ブレーキペダル操作時における違和感を回避することができる。

また本実施の形態においては、摩擦式ブレーキ装置として液圧ブレーキ装置の例で説明したが、液圧ブレーキ装置の替りに、電動モータで摩擦材を押付ける電動ブレーキ装置などであっても構わない。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一実施の形態になる協調制御装置を具えた複合ブレーキの制御システム図である。

【図2】 同複合ブレーキの協調制御装置における複合ブレーキ協調コントローラが実行する制御内容を示すブロック線図である。

【図3】 同複合ブレーキ協調コントローラが実行する制御プログラムを示すフローチャートである。

【図4】 アクセルペダル釈放時におけるエンジンブレーキ力の変化特性図である。

【図5】 車両の平坦路走行抵抗を例示する特性図である。

【図6】 車両の減速度制御器を例示するブロック線図である。

【図7】 回生制動トルクの許容最大値と制限値とを比較して示す線図である。

【図8】 通常の制動力前後配分特性を例示する特性図である。

【図9】 ホイールシリンダ液圧に関する液圧制御器を例示するブロック線図である。

【図10】 図1に示す複合ブレーキの協調制御動作を、ホイールシリンダ液圧制御誤差がない場合について示す動作タイムチャートである。

【図11】 図1に示す複合ブレーキの協調制御動作を、ホイールシリンダ液圧制御誤差が発生しても、当該誤差に基づく回生制動トルク指令値の補正、および位相進み補償の双方を行わなかった場合について示す動作タイムチャートである。

【図12】 図1に示す複合ブレーキの協調制御動作を、ホイールシリンダ液圧

制御誤差が発生し、当該誤差に基づく回生制動トルク指令値の補正を行うが、位相進み補償を行わなかった場合について示す動作タイムチャートである。

【図13】 図1に示す複合ブレーキの協調制御動作を、ホイールシリンダ液圧制御誤差が発生し、当該誤差に基づく回生制動トルク指令値の補正、および位相進み補償の双方を行った場合について示す動作タイムチャートである。

【図14】 従来の複合ブレーキの協調制御装置による動作を示す動作タイムチャートである。

【図15】 従来の複合ブレーキの協調制御装置による動作で、総制動トルクが目標値から大きくずれる状態を示した動作タイムチャートである。

【符号の説明】

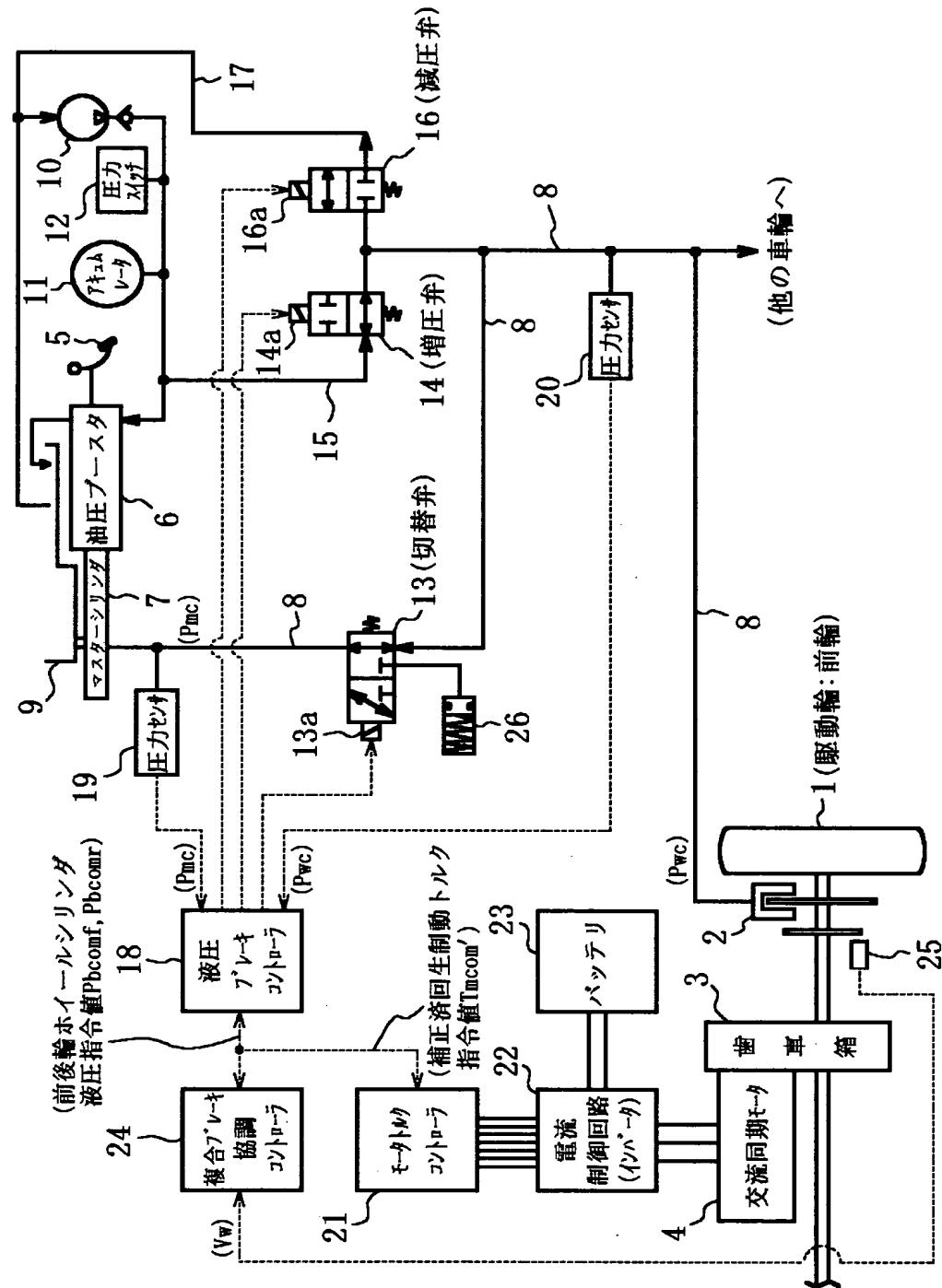
- 1 車輪
- 2 ホイールシリンダ
- 3 齒車箱
- 4 交流同期モータ(回生ブレーキ装置)
- 5 ブレーキペダル
- 6 油圧ブースタ
- 7 マスター・シリンダ
- 8 ブレーキ液圧配管
- 9 リザーバ
- 10 ポンプ
- 11 アキュムレータ
- 12 圧力スイッチ
- 13 電磁切替弁
- 14 増圧弁
- 15 増圧回路
- 16 減圧弁
- 17 減圧回路
- 18 液圧ブレーキコントローラ
- 19 圧力センサ

- 20 圧力センサ
- 21 モータトルクコントローラ
- 22 直流・交流変換用電流制御回路（インバータ）
- 23 直流バッテリ
- 24 複合ブレーキ協調コントローラ
- 25 車輪速センサ
- 26 ストロークシミュレータ

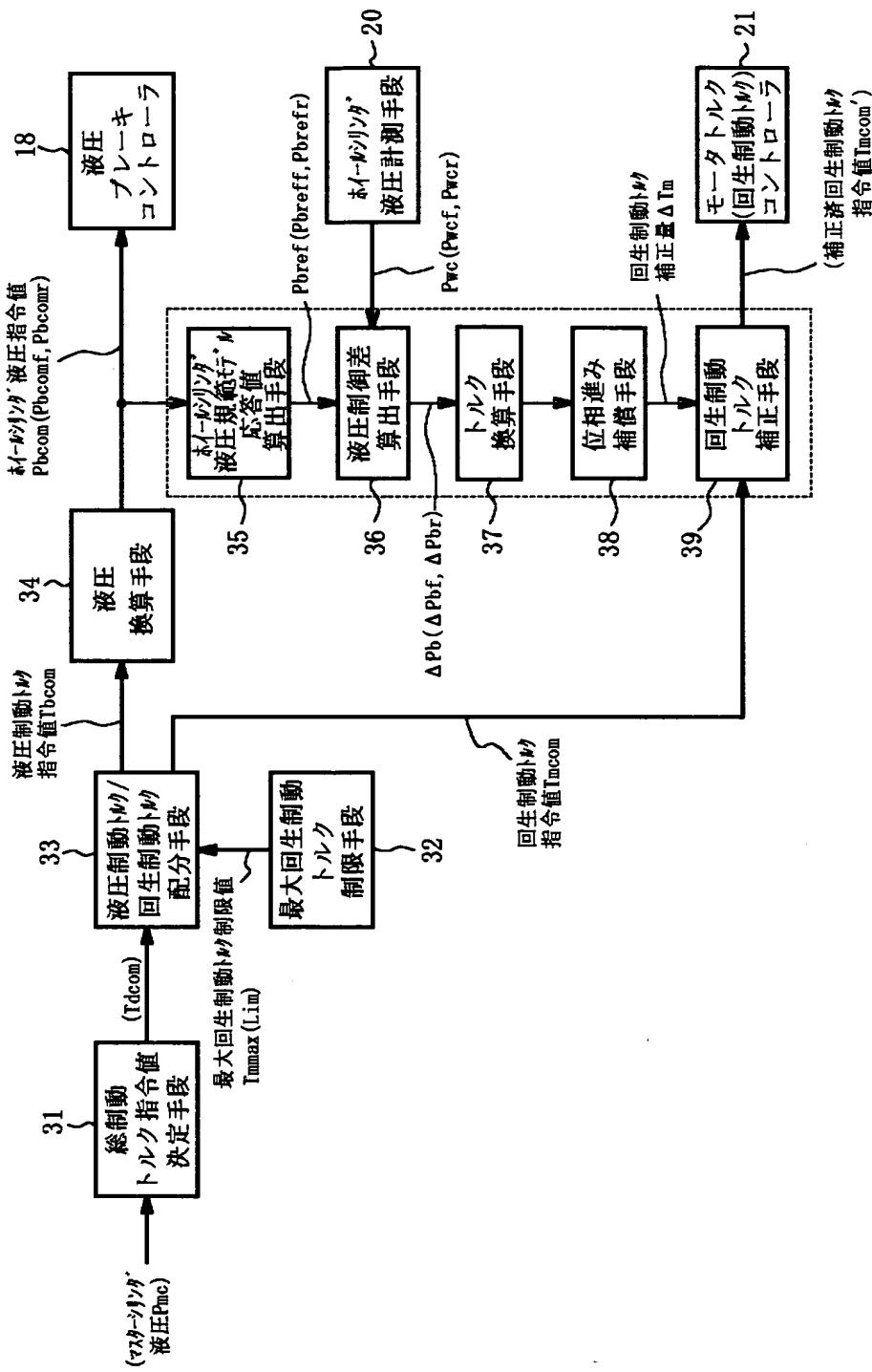
【書類名】

四面

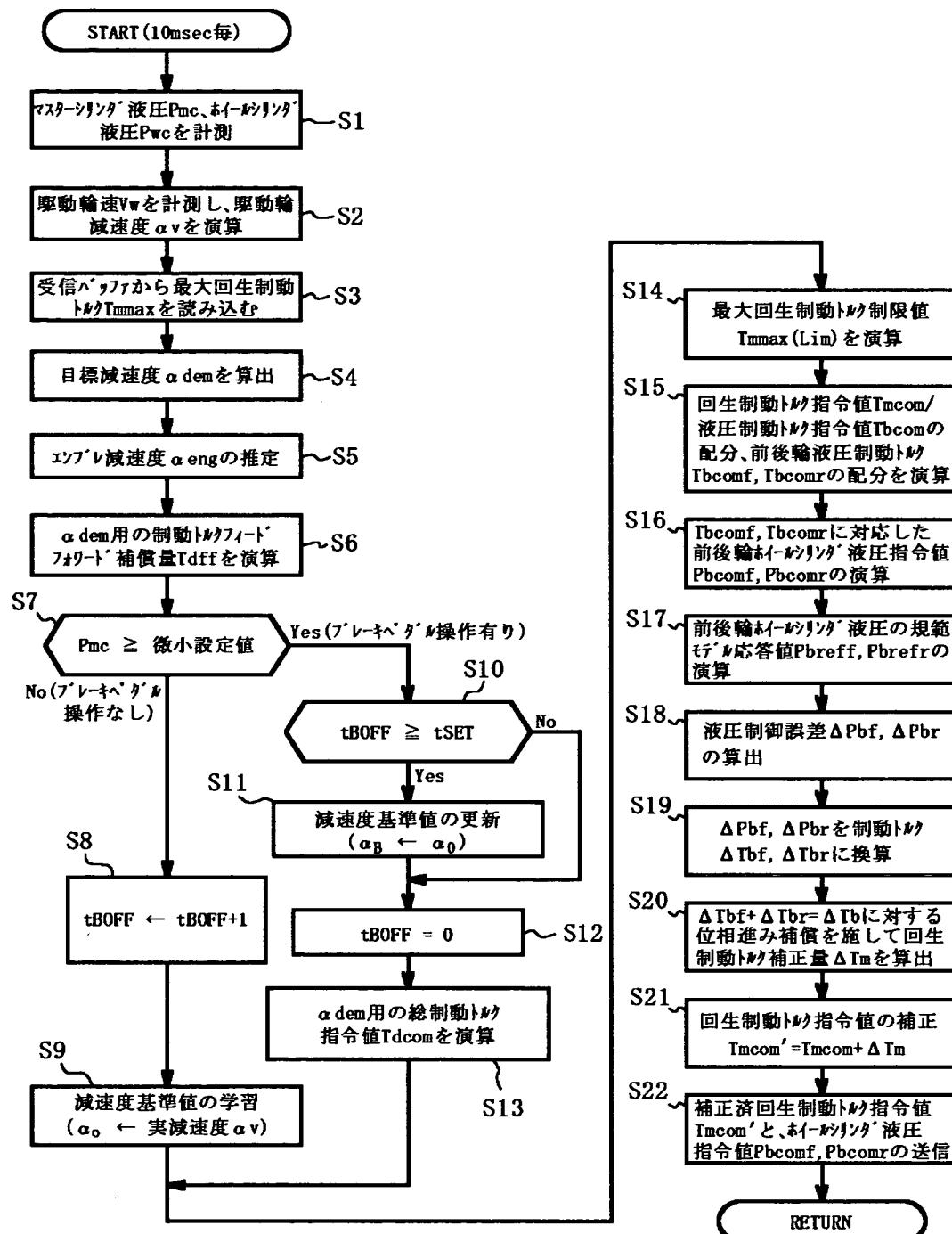
【図1】



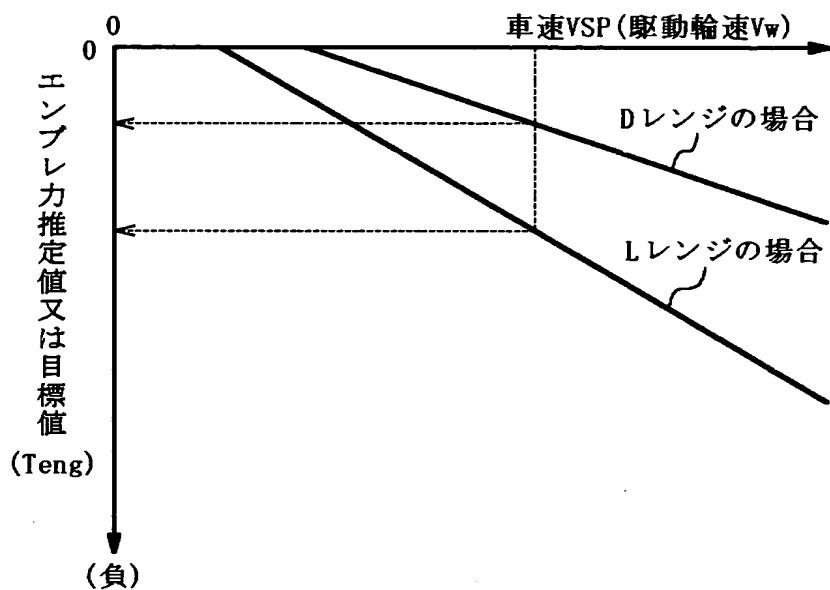
【図2】



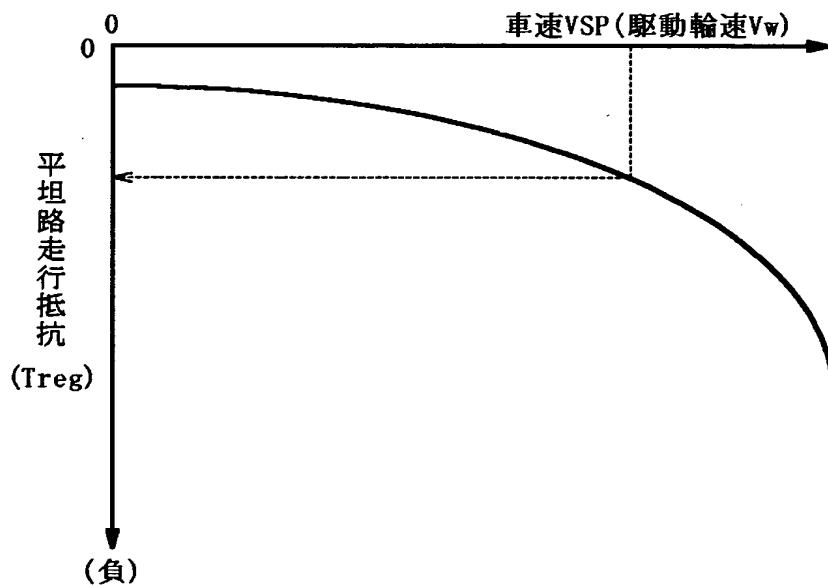
【図3】



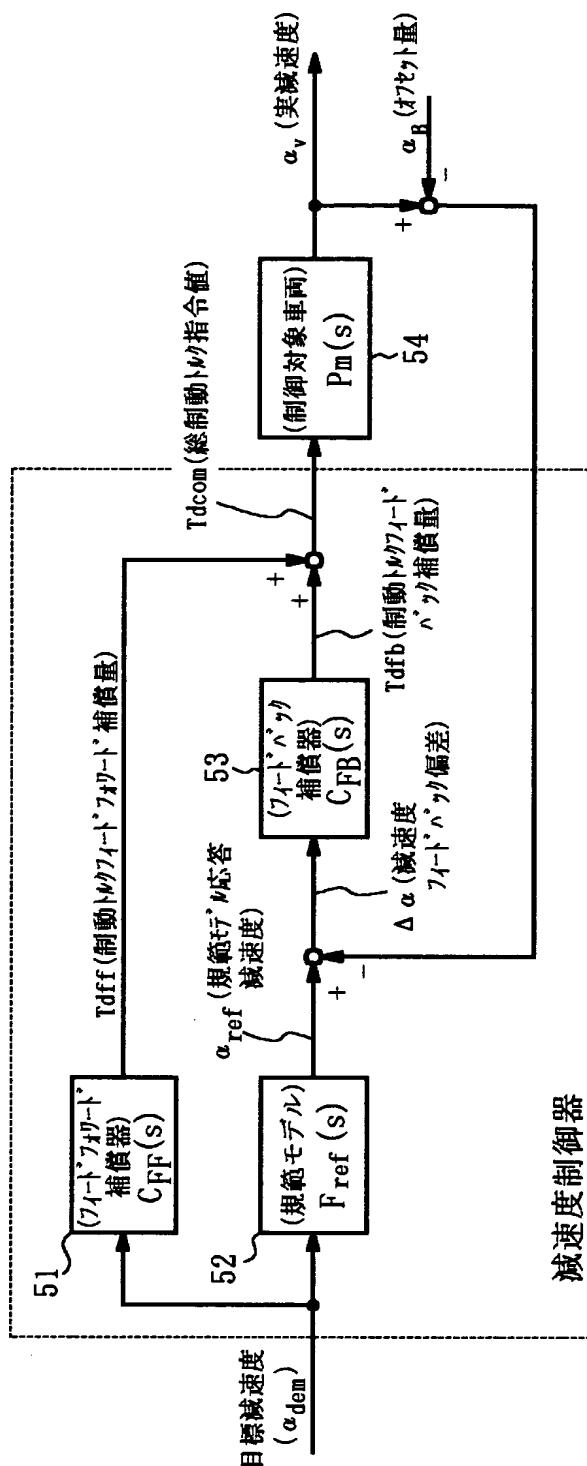
【図4】



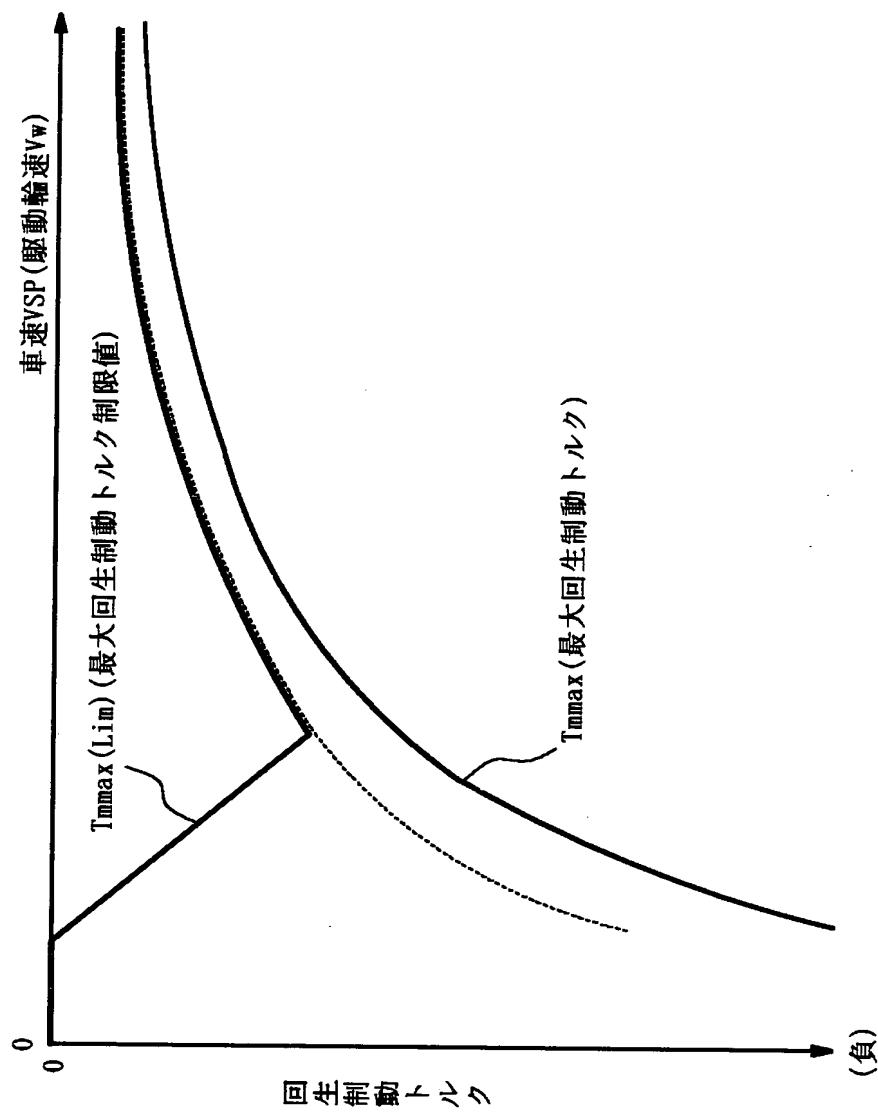
【図5】



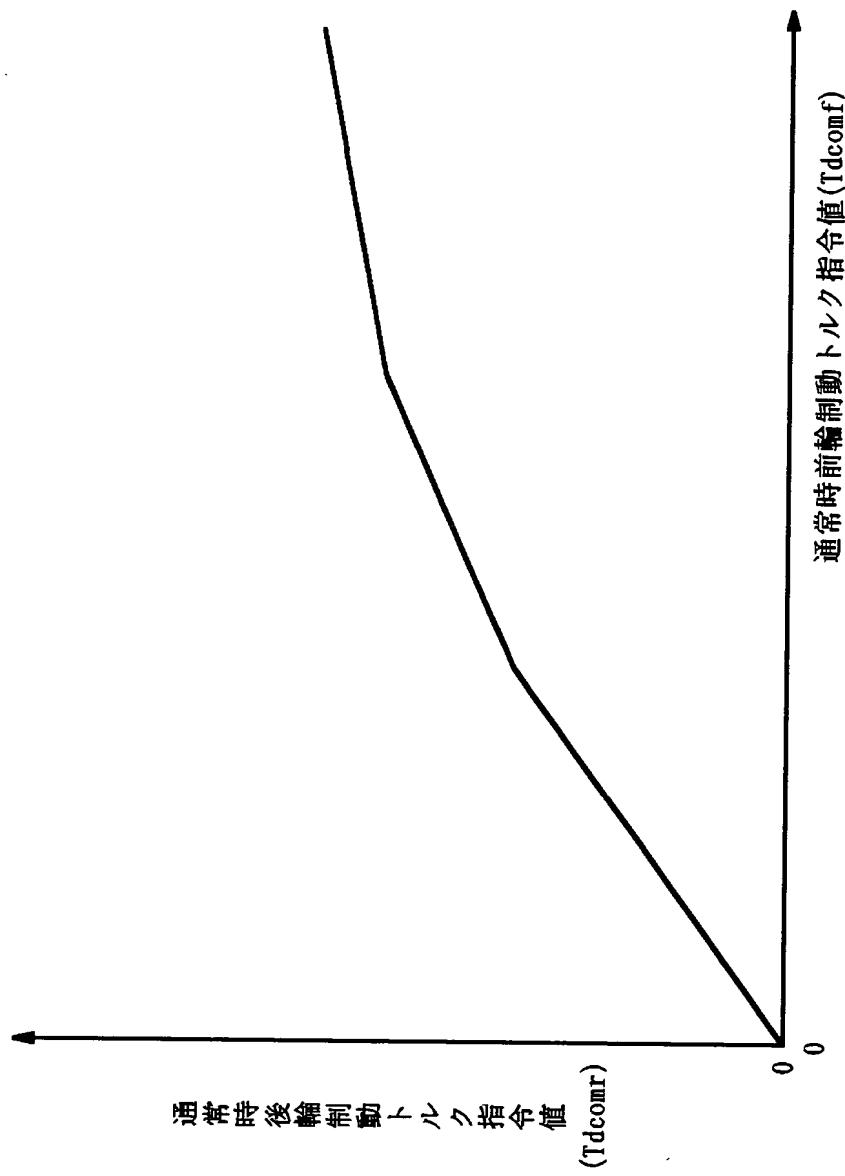
【図6】



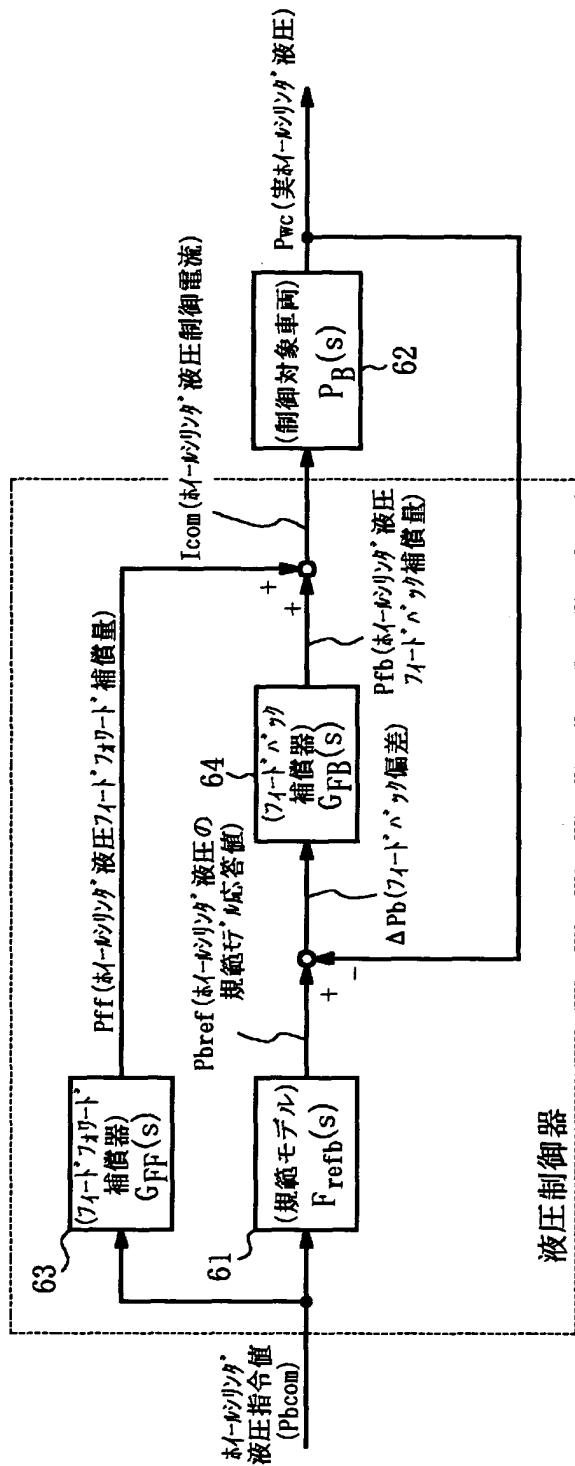
【図7】



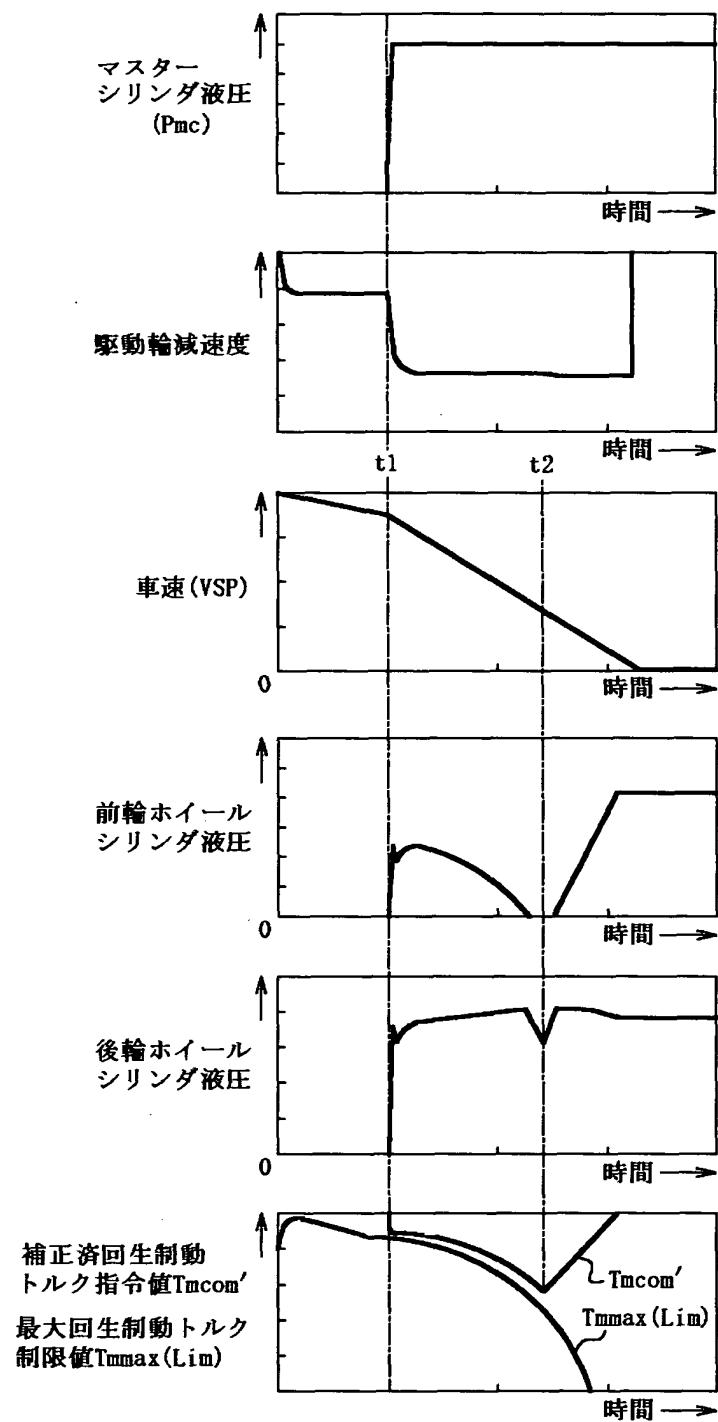
【図8】



【図9】

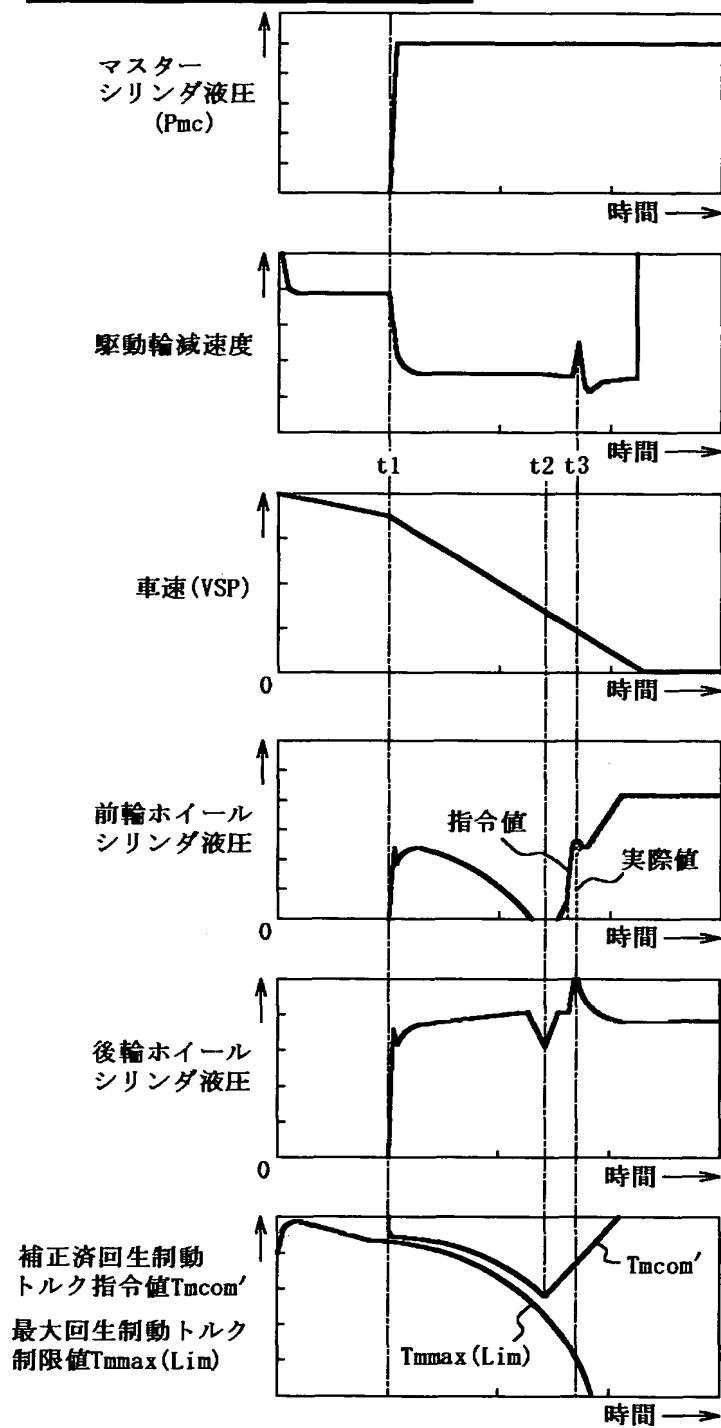


【図10】

ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_b がない場合

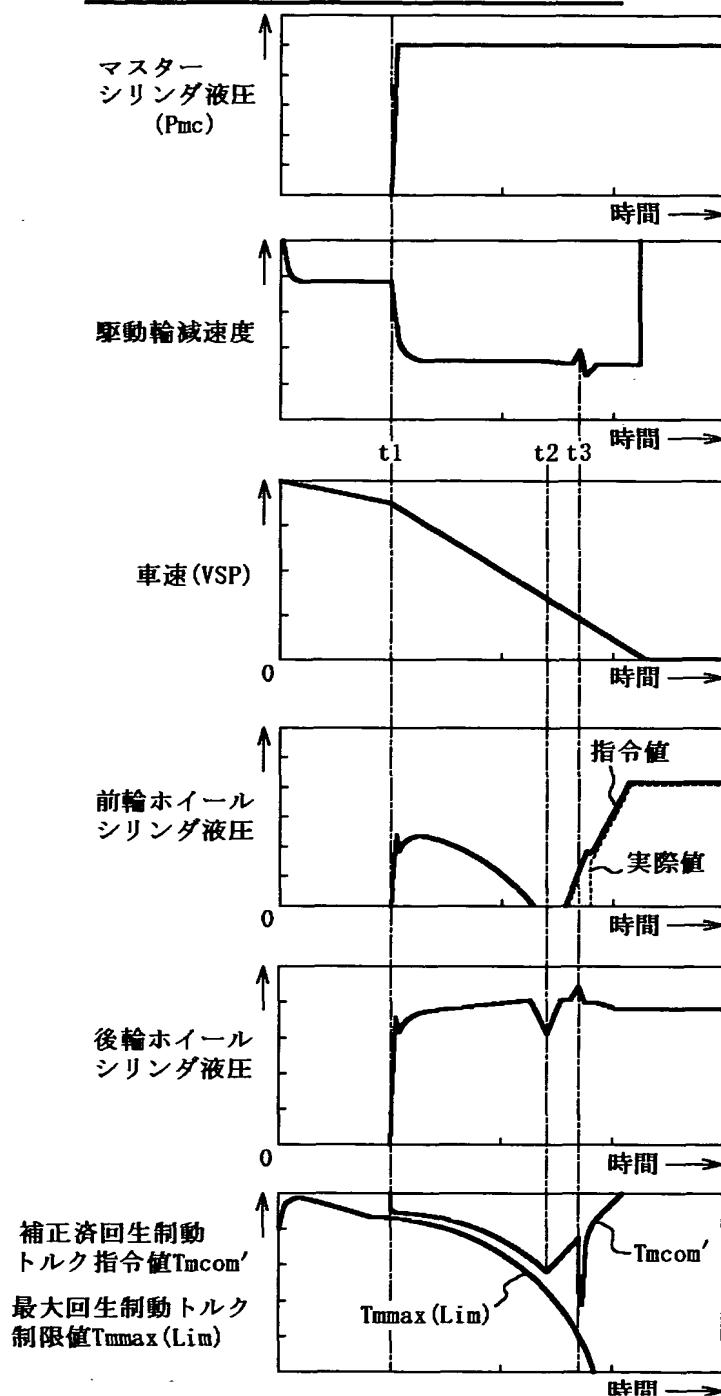
【図11】

ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_b 発生、回生制動トルク指令値の補正なし、進み補償なしの場合



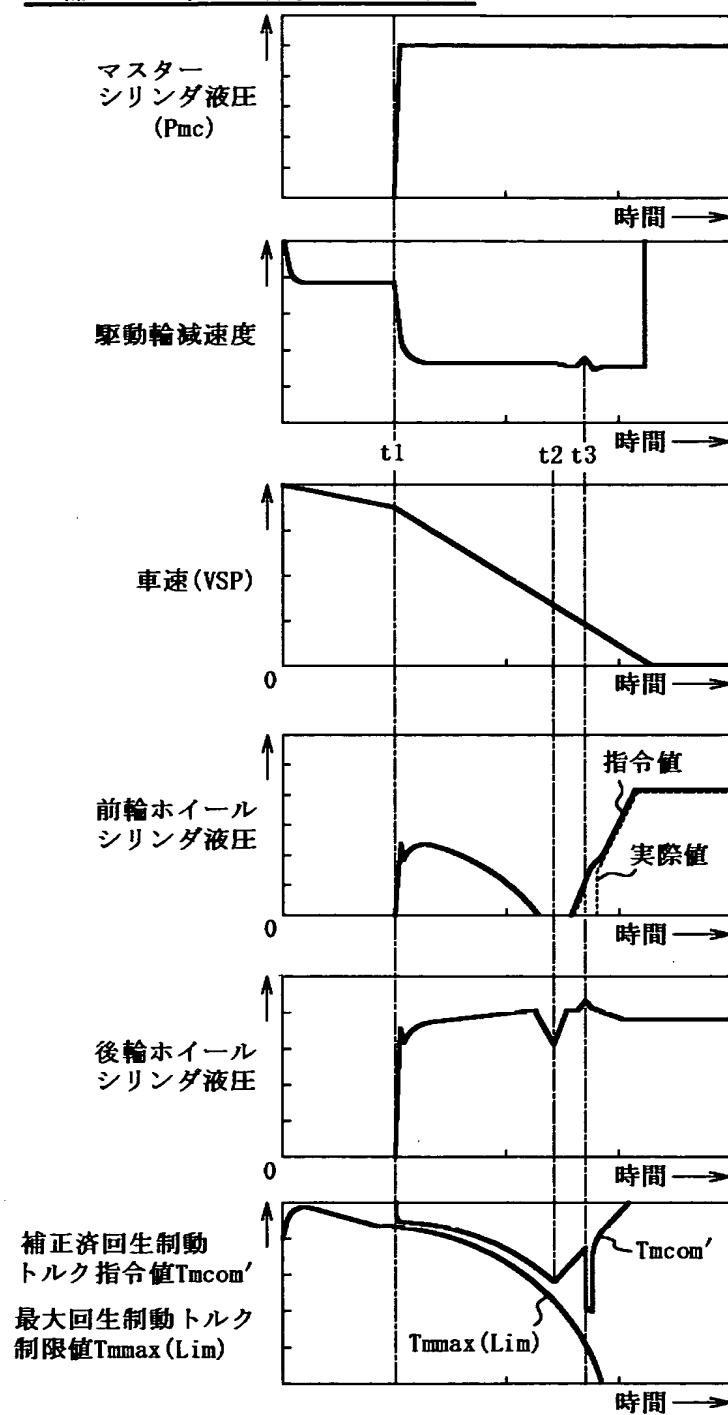
【図12】

ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_b 発生、回生制動トルク
指令値の補正あり、進み補償なしの場合

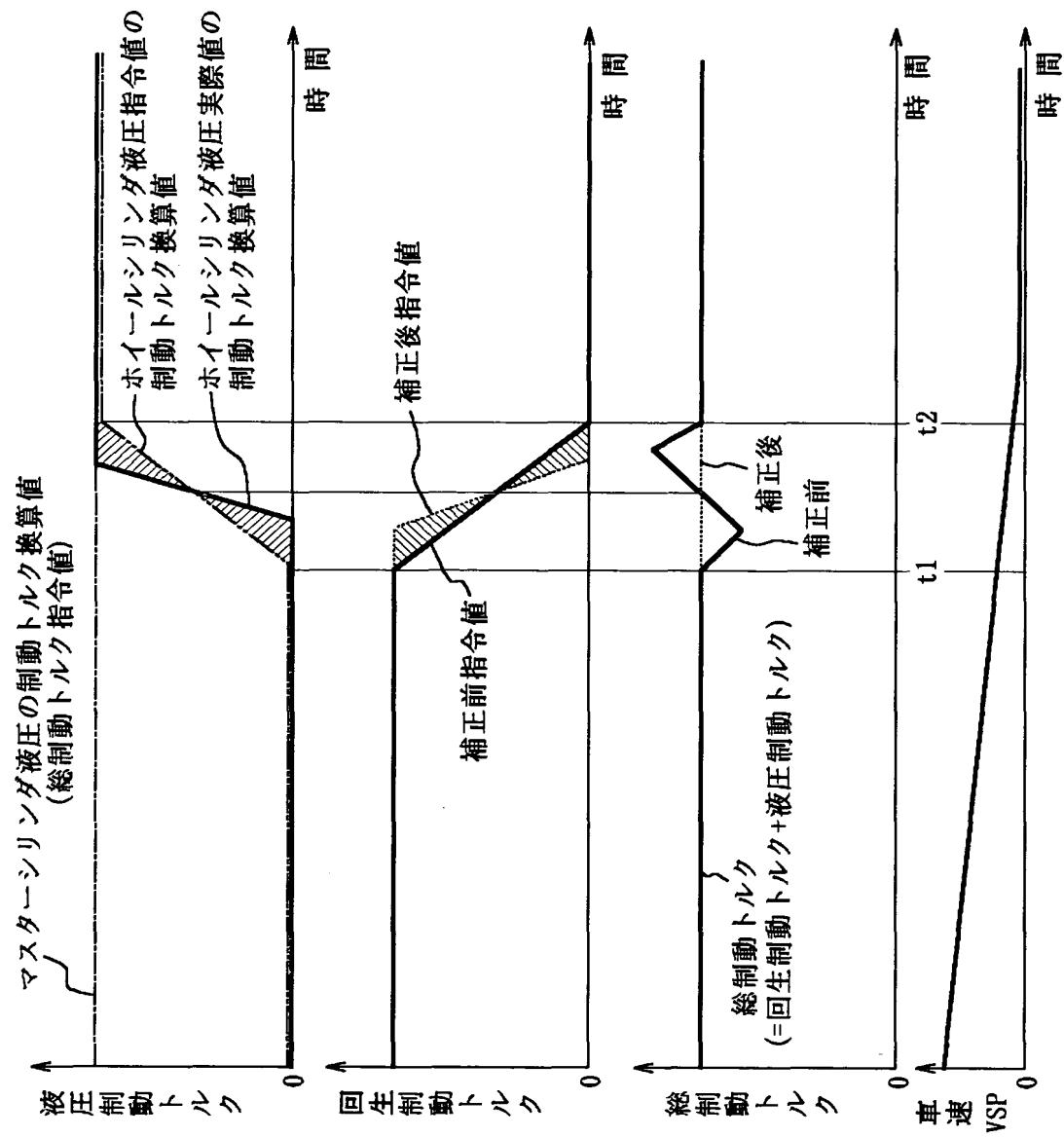


【図13】

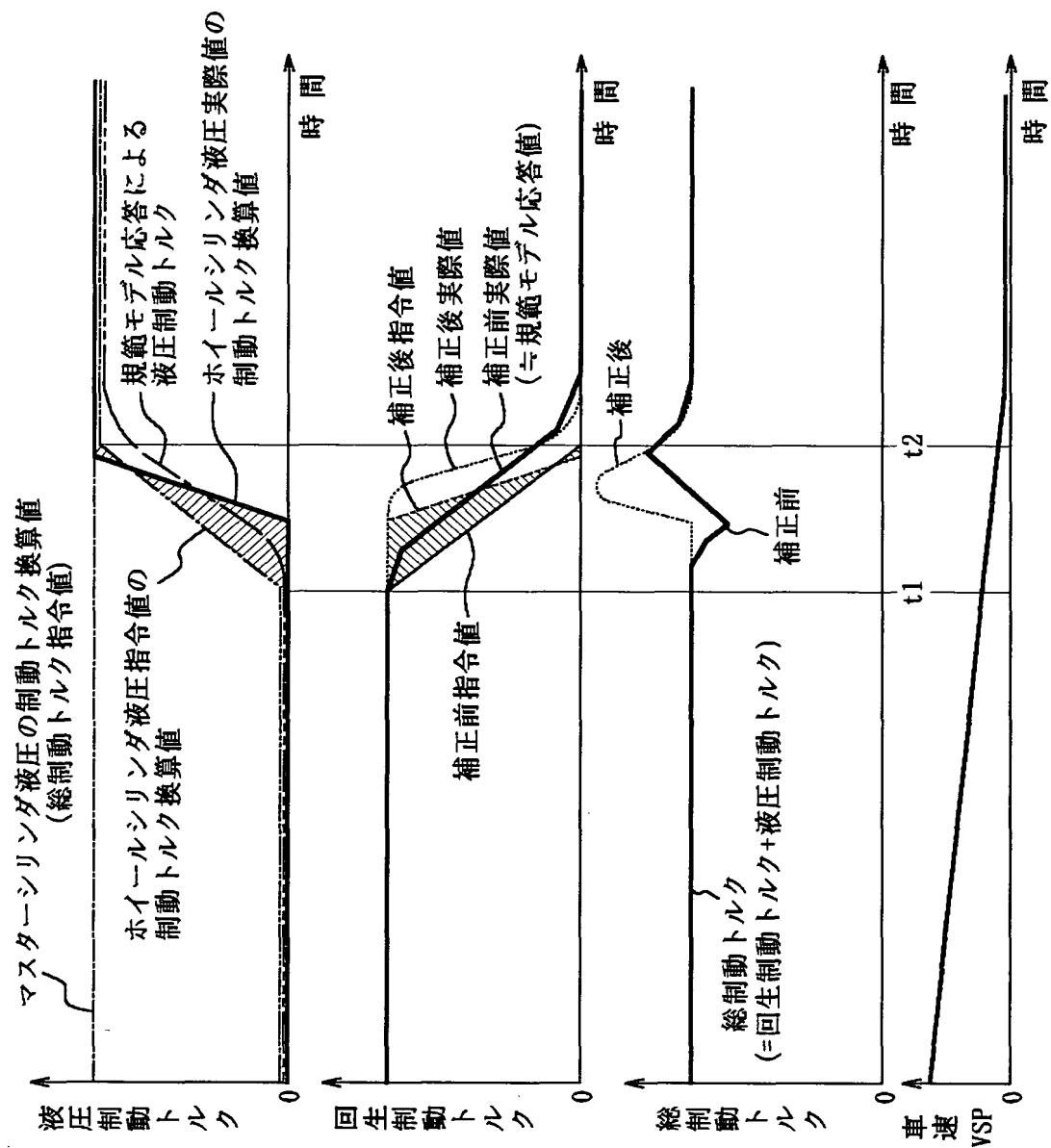
ホイールシリング液圧制御誤差 ΔP_b 発生、回生制動トルク指令値の補正あり、進み補償ありの場合



【図14】



【図15】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 2個のブレーキ装置を具えた複合ブレーキの協調制御において、低応答な系の制御誤差によっても総制動トルク指令値を達成可能にする。

【解決手段】 手段31で求めた総制動トルク指令値 T_{dcom} を手段33で液圧制動トルク指令値 T_{bcom} と、上限を $T_{mmax}(Lm)$ とする回生制動トルク指令値 T_{mcom} とに配分する。 T_{bcom} は手段34でホイールシリンダ液圧指令値 P_{bcom} に換算して液圧ブレーキコントローラ18に指令する。手段35は、 T_{bcom} の規範モデル応答値 P_{bref} を求め、手段36で P_{bref} に対する実ホイールシリンダ液圧 P_{wc} の制御誤差 ΔP_b を求める。この制御誤差 ΔP_b を手段37で制動トルクに変換した後、手段38で位相進み補償して回生制動トルク補正量 ΔT_m を求める。手段39では、回生制動トルク指令値 T_{mcom} を ΔT_m だけ補正して補正済回生制動トルク指令値 T'_{mcom} を求める。これを回生制動トルクコントローラ21に指令する。

【選択図】 図2

出願人履歴情報

識別番号 [000003997]

1. 変更年月日 1990年 8月31日

[変更理由] 新規登録

住 所 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
氏 名 日産自動車株式会社